

УДК 621.671:004.4

ОПТИМАЛЬНОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ СИСТЕМ

канд. техн. наук, доц. В.Е. ПИТОЛИН
(Полоцкий государственный университет)

Изложены результаты теоретических исследований оптимального режима работы центробежного насоса, а также представлены данные сравнительных стендовых испытаний традиционного метода регулирования гидравлических систем с использованием дроссельного клапана и метода частотного регулирования. Показано, что частотный метод регулирования с точки зрения затрат энергии на перекачку жидкости при одинаковой стоимости реализации на 30–70% экономичнее традиционного и существенно надежнее в эксплуатации, т.к. не имеет подвижных частей и уплотнений. Разработан алгоритм управления центробежным насосом с использованием частотного метода регулирования за счет поддержания наиболее оптимального режима его работы на любых подачах.

Ключевые слова: гидравлическая система, центробежный насос, оптимальный режим, частотное регулирование, дросселирование.

Центробежные насосы (ЦН) являются наиболее распространенными агрегатами, используемыми как в промышленности, так и в жилых зданиях и сооружениях для перекачки различных жидкостей. Поэтому повышение энергоэффективности их использования может дать существенный эффект.

Обычно центробежный насос имеет максимум КПД на режиме, близком к расчетному. А на расчетном режиме (режиме осесимметричного истечения потока по периметру рабочего колеса) он имеет и хорошо выраженный минимум вибрации и шума [1–3].

Для снижения шума и вибрации центробежных насосов на режимах, отличающихся от расчетного, разработчики насосов обычно увеличивают кольцевой зазор δ до 15–30%:

$$\delta = \frac{R_3 - R_2}{R_2} \cdot 100\%, \quad (1)$$

где R_2 – наружный радиус рабочего колеса центробежного насоса;

R_3 – радиус кольцевого зазора (расстояние от оси вращения до языка спирального отвода).

Это дает определенный эффект, но приводит к существенному снижению его КПД, так как при этом возрастают потери энергии на рециркуляцию жидкости в кольцевом зазоре.

По этой причине КПД современных центробежных насосов с асинхронными электродвигателями обычно не превышают 40–50% [3, 4].

Основным технико-экономическим параметром для оценки режима работы центробежного насоса в любой циркуляционной системе является удельный расход электрической энергии на перекачку объема жидкости в заданное время.

Если подача насоса находится в районе максимума КПД, удельный расход электрической энергии существенно не изменяется, уменьшаясь при увеличении подачи. Но при этом установлено, что, если эксплуатация насоса в системе выполняется на подачах ниже некоторой критической величины, удельный расход электрической энергии резко возрастает.

Применяемые в промышленности регуляторы частоты вращения центробежных насосов, используемые вместо дроссельных клапанов, не имеют алгоритма обеспечения максимум КПД на частотах меньше номинальной, а также не поддерживают режим ограничения расхода на подачах меньше критической величины. Также не определен и алгоритм управления частотой вращения насоса при изменении гидравлического сопротивления системы, в которой работает насос.

Для лучшего понимания сущности проблемы необходимо тщательно рассмотреть структуру течений в спиральном отводе центробежного насоса на его энергетические характеристики при различных подачах.

Спиральный отвод является важнейшим конструктивным элементом ЦН. Его геометрические параметры существенно влияют на режим работы насоса.

В настоящее время ЦН обычно проектируются со спиральными отводами, построенными с соблюдением закона постоянства момента скорости [4]:

$$V_u \cdot r = \text{const}, \quad (2)$$

где V_u – окружная составляющая скорости потока в отводе ЦН на произвольном радиусе r .

Поэтому площади поперечных сечений спирального отвода выбираются таким образом, чтобы обеспечить осевую симметрию потока за рабочим колесом на расчетном режиме работы ЦН:

$$V_{R_2}^P(\phi) = \frac{Q^P}{2 \cdot \pi \cdot R_2^P \cdot b_2^P} = \text{const}, \quad (3)$$

где индекс «р» обозначает расчетный режим или расчетный геометрический параметр, например, Q^P – расчетный расход (подача) рабочей среды через насос;

b_2 – ширина межлопастных каналов в районе выхода из рабочего колеса.

На нерасчетных режимах статическое давление на выходе из отдельного вращающегося канала периодически изменяется в зависимости от углового расположения канала относительно спирального отвода. Такое изменение давления, наложенное спиральным отводом, работающим в режиме конфузора ($Q > Q^P$) или диффузора ($Q < Q^P$), а также гидродинамическим следом обтекания языка спирального отвода ($Q \approx Q^P$) приводит к периодическому изменению относительной скорости ядра потока в каналах рабочего колеса. Это и является причиной периодического (на лопастной частоте) изменения величины и направления суммарной радиальной силы, действующей на рабочее колесо со стороны потока перекачиваемой среды, а ее реакции – на стенку насоса.

В работах [1, 2, 5] более подробно представлена кинематическая схема расчета амплитуд и фаз вибрации корпуса ЦН под действием динамических составляющих поперечных сил F_R , приложенных к рабочему колесу, на различных режимах его эксплуатации, а также изложен порядок расчета этих сил. На основании этих работ можно вывести расчетную формулу для оценки величины подачи насоса (в м³/с), обеспечивающую наилучшую осевую симметрию потока на выходе из рабочего колеса по его геометрическим характеристикам:

$$Q^P = \frac{R_2^2 \cdot \omega}{\frac{1}{\mu \cdot b_3 \cdot \ln \frac{R_c(2\pi)}{R_3 + 2r_{\text{яз}}}} + \frac{1}{2\pi \cdot b_2 \cdot \text{tg } \beta_{2\text{л}}}}, \quad (4)$$

где $r_{\text{яз}}$ – радиус скругления входной кромки языка спирального отвода;

b_2 – ширина межлопастных каналов в районе выхода из рабочего колеса;

b_3 – средняя ширина (или эквивалентная ширина) спирального отвода;

$\beta_{2\text{л}}$ – угол установки лопастей рабочего колеса на выходе;

ω – частота вращения рабочего колеса (рад/с);

μ – отношение реального напора насоса к теоретическому;

$R_c(2\pi)$ – расстояние от центра вращения до стенки спирального отвода перед языком отвода в районе входа в диффузор (для спиральных отводов с поперечным сечением, близким к прямоугольному, величина $R_c(2\pi)$ принимается равной эквивалентному значению для спирального отвода прямоугольного сечения шириной b_3 , а для сечений, близких к круглому – эквивалентному значению для спирального отвода квадратного сечения).

Приведенная формула справедлива для большинства одноступенчатых центробежных насосов. Подача ЦН, рассчитанная по этой формуле, не является подачей с максимальным КПД (кроме гидравлических потерь для ЦН характерны и другие потери энергии [3, 4]), но находится достаточно близко к ней и характеризуется минимумом вибрации и шума [1].

Из выполненного анализа структуры течений можно сделать следующий вывод: режиму работы спирального отвода центробежного насоса, характеризующемуся наилучшей осью симметрии потока на выходе из рабочего колеса, будет соответствовать режим равенства статических давлений до и после языка спирального отвода [3]. Знак и величина разности статических давлений в этих сечениях будет характеризовать величину и направление отклонения режима работы насоса от оптимального на любой частоте вращения. Назовем этот параметр $\Delta P_{\text{ст}}$.

Распределение статических давлений в спиральном отводе на различных режимах эксплуатации центробежных насосов можно видеть, например, в работах [3, 6]

Как показывает практика использования данного параметра, для оценки режима работы центробежных насосов оптимальными точками снятия статических давлений в отводе являются точки, расположенные на радиусе R_2 и 30° до и после сечения спирального отвода.

Исследуем полученные результаты на практике.

В качестве объекта исследования выбран центробежный насос НЦ 6,3/7,1. Рабочее колесо центробежного насоса этого типа имеет уменьшенный диаметр и осевой зазор $\delta = 27\%$. Остальные параметры проточной части насоса следующие:

$$R_2 = 0,079 \text{ м};$$

$$R_3 = 0,1 \text{ м};$$

$$r_{\text{яз}} = 0,001 \text{ м};$$

$$b_2 = 0,008 \text{ м};$$

$$b_3 = 0,02 \text{ м};$$

$$\beta_{2\text{л}} = 20^\circ;$$

$$n = 1380 \text{ об/мин} \rightarrow \omega = 2\pi n/60 = 144,5 \text{ рад/с};$$

$$\mu = 0,7;$$

$$R_c(2\pi) = 0,125 \text{ м}.$$

В результате расчета по формуле (4) получим значение расхода, характеризующегося максимальной осевой симметрией – $Q^p = 7,68 \text{ м}^3/\text{ч}$, что несколько больше величины, указанной в марке насоса. Это говорит о том, что формула (4) дает достаточно точную оценку оптимального режима работы ЦН.

Схема и внешний вид стенда представлены на рисунке 1.

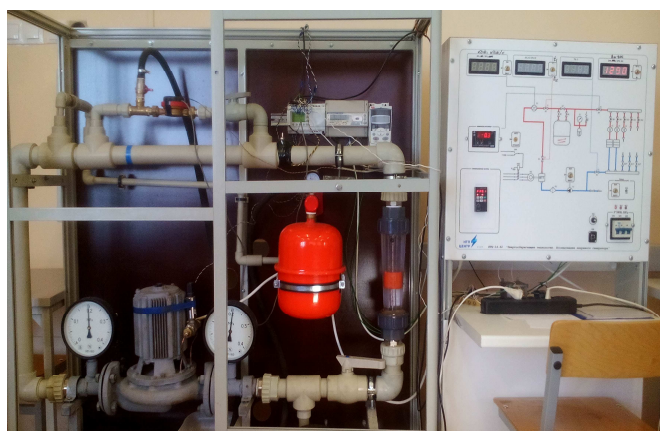
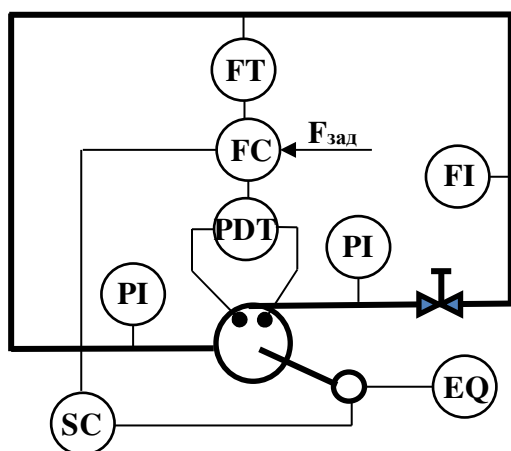


Рисунок 1. – Схема и внешний вид циркуляционного стенда

Результаты испытаний центробежного насоса на номинальной частоте вращения при изменении расхода в системе традиционным методом дросселирования на напорной линии представлены в таблице.

Таблица. – Результаты испытаний ЦН при различных методах изменения расхода

Подача насоса, $\text{м}^3/\text{ч}$	Регулирование расхода методом дросселирования потока жидкости				Регулирование расхода методом изменения частоты вращения		
	Напор насоса, кПа	Потребляемая мощность, Вт	КПД, %	Параметр $\Delta P_{\text{ст}}$, кПа	Напор насоса, кПа	Потребляемая мощность, Вт	Параметр $\Delta P_{\text{ст}}$, кПа
1	83	245	9	4,1	4	62	-0,3
2	80	268	17	3,45	5	79	-0,3
3	78	280	23	2,85	6	93	-0,3
4	76	290	29	2,15	8	111	-0,3
5	74	310	33	1,6	12	127	-0,3
6	69	325	35	0,9	18	157	-0,3
7	65	345	37	0,45	22	193	-0,3
8	61	358	38	-0,01	30	248	-0,3
9	55	370	37	-0,2	36	301	-0,3
10	50	395	35	-0,28	44	372	-0,3
10,5	46	400	34	-0,3	46	400	-0,3

Можно видеть, что вычисленный по формуле (4) оптимальный расход соответствует действительному, наблюдаемому при испытаниях. Этому расходу отвечает значение перепада статических давлений в спиральном отводе $\Delta P_{ст} = 0$. Уменьшение расхода вызывает увеличение этого параметра до 4 кПа, а увеличение – уменьшение перепада $\Delta P_{ст}$. Оптимальному с точки зрения симметрии потока в отводе примерно соответствует и значение максимума КПД.

На рисунке 2 представлены расходно-напорные характеристики режима работы насоса при традиционном способе регулирования.

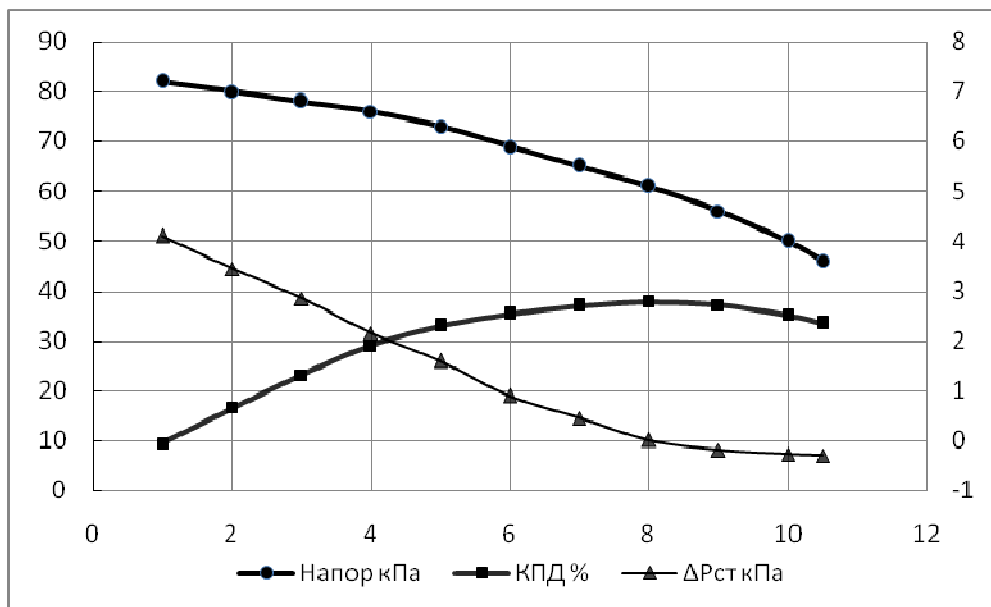


Рисунок 2. – Графики характеристик $H = f(Q)$, $\eta = f(Q)$ и $\Delta P_{ст} = f(Q)$ ЦН при дросселировании

Регулирование расхода жидкости в системе производилось частотным методом при гидравлическом сопротивлении системы с полным открытием дроссельного клапана. По этой причине параметры различных способов регулирования на максимальном расходе совпадают.

Дальнейшее уменьшение расхода в системе частотным методом при постоянном гидравлическом сопротивлении показывает существенное снижение электрической мощности, потребляемой приводом ЦН для перекачки жидкости.

Здесь следует отметить, что потребляемая электрическая мощность измерялась до частотного преобразователя и, следовательно, учитывает не только мощность приводного электродвигателя ЦН, но и мощность, потребляемую самим частотным преобразователем.

Можно видеть (см. таблицу), что потребление электроэнергии насосом при дросселировании практически не зависит от подачи, в то время как при регулировании частотным преобразователем электропотребление снижается пропорционально уменьшению расхода перекачиваемой жидкости.

На рисунке 3 представлены сравнительные результаты расхода электрической энергии на перекачку жидкости при регулировании расхода различными методами: традиционным с использованием дроссельного клапана и регулированием частоты вращения привода ЦН. На основании представленных графиков можно сделать заключение, что при использовании частотного метода регулирования подачи ЦН можно получить экономию электроэнергии на 40–70% по сравнению с традиционным методом регулирования дроссельным клапаном.

Кроме этого можно видеть, что подача ЦН, характеризующаяся параметром $\Delta P_{ст} = 2$ кПа, соответствует некоторому граничному значению расхода $Q = 4$ м³/ч, ниже которого расход электроэнергии на перекачку жидкости начинает резко возрастать, чего не наблюдается при регулировании частотным методом.

Параметр $\Delta P_{ст}$ можно использовать для оценки и ограничения подачи через насос при совмещенном методе регулирования (когда требуется изменять расход на отдельных участках циркуляционной системы за счет изменения гидравлического сопротивления), не допуская перерасхода электроэнергии.



Рисунок 3. – Графики характеристик ЦН $W_{чр}/Q = f(Q)$ и $W_{др}/Q = f(Q)$

Схема алгоритма такого регулирования режима работы ЦН приведена на рисунке 4.

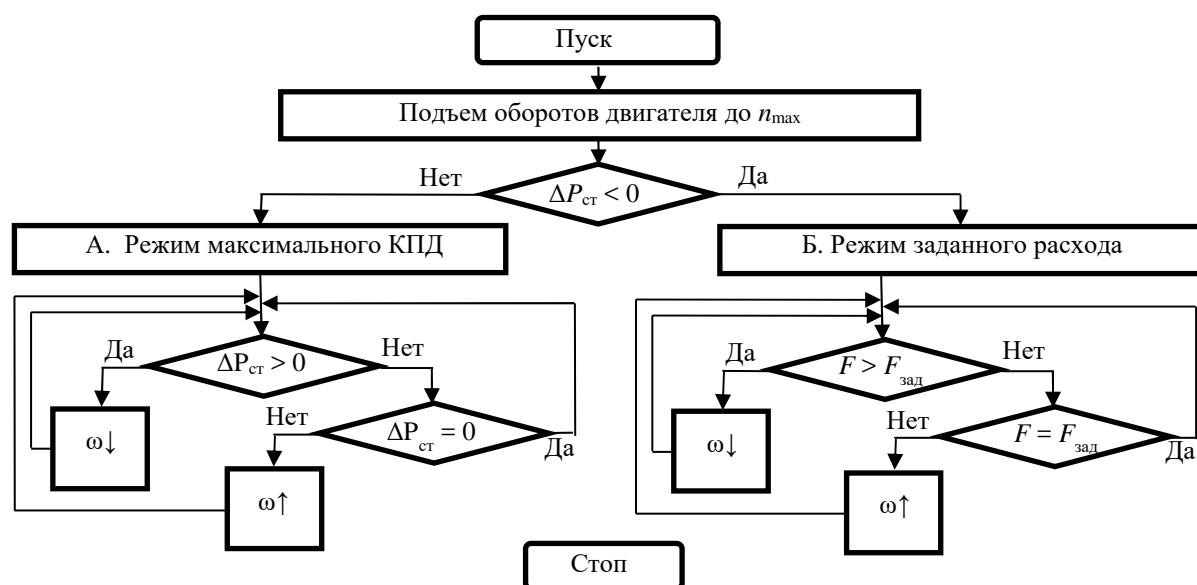


Рисунок 4. – Алгоритм частотного регулирования режима работы ЦН по параметру $\Delta P_{ст}$

Регулятор работает следующим образом.

Сразу после включения насос набирает максимальные обороты с целью оценки гидравлического сопротивления системы по параметру $\Delta P_{ст} = 0$.

Если гидравлическое сопротивление системы мало, следовательно, $\Delta P_{ст} < 0$ и насос находится в зоне малых удельных расходов энергии на перекачку жидкости (см. рисунок 2), то ЦН переключается в режим работы от датчика расхода и будет постоянно работать с параметром $\Delta P_{ст} < 0$ (см. таблицу).

В противном случае остается в режиме обеспечения предельного расхода по электропотреблению.

В режиме датчика (правая часть алгоритма) частота вращения насоса будет определяться требуемым расходом в системе (т.е. вместо дроссельного клапана, изменяющего характеристики системы, будет использоваться изменение характеристики самого насоса, что обеспечивает максимум экономии энергоресурсов).

В режиме ограничения потребления электроэнергии (левая часть алгоритма) регулятор не допустит эксплуатации насоса с большими удельными расходами на подачу и будет снижать частоту враще-

ния насоса вплоть до полной остановки с последующим сообщением оператору о нарушении режима эксплуатации.

Предельное значение параметра $\Delta P_{\text{ст}}$ можно задавать из опыта эксплуатации того или иного насоса. В приведенном на рисунке 4 алгоритме управления предельным значением является $\Delta P_{\text{ст}} = 0$, что соответствует режиму максимальной осевой симметрии истечения жидкости из рабочего колеса. Режим подачи насоса $\Delta P_{\text{ст}} = 0$ соответствует минимуму вибрации насоса на лопастной частоте и максимуму гидравлического КПД насоса вне зависимости от частоты вращения вала, что подтверждается результатами стендовых испытаний.

Разработка и применение современных систем регулирования режима работы насосов с использованием привода с изменяющейся частотой вращения позволит не только обеспечить реальную экономию электроэнергии на действующих насосах, но и стимулирует проектировщиков отказаться от заведомо неэффективных решений (завышенного радиального зазора, устранения языка радиального отвода, обреза рабочего колеса и т.д.).

Заключение. Разработан аналитический метод расчета подачи ЦН, соответствующий максимальной осевой симметрии потока жидкости на выходе из рабочего колеса. Выполнено сравнение полученных результатов с опытными данными, подтверждающими результаты расчетов.

Определен основной технологический параметр обеспечения оптимального режима работы ЦН – перепад статических давлений до и после языка спирального отвода.

Разработан алгоритм эффективного регулирования режима работы гидросистемы с использованием частотного привода ЦН, позволяющий обеспечивать максимальную экономию электроэнергии, затрачиваемой на перекачку жидкости.

Выполненные стендовые испытания алгоритма подтвердили его эффективность.

ЛИТЕРАТУРА

1. Питолин, В.Е. Построение математической модели процесса возбуждения динамических составляющих поперечных сил в рабочем колесе центробежного насоса / В.Е. Питолин // Вестник Полоцкого государственного университета. Серия С, Фундаментальные науки. – 2011. – № 4. – С. 52–58.
2. Питолин, В.Е. Теоретическое исследование сил гидродинамического происхождения, вызывающих вибрацию центробежных насосов / В.Е. Питолин // Вестник Полоцкого государственного университета. Серия Ф, Прикладные науки. – 2012. – № 16. – С. 85–92.
3. Ломакин А.А. Центробежные и осевые насосы / А.А. Ломакин. – М. ; Л. : Машиностроение, 1966. – 264 с.
4. Gulich, J.F. Centrifugal Pumps / J.F. Gulich. – Springer Heidelberg Dordrecht-London-New York, 2010. – 966с.
5. Питолин, В.Е. Построение компьютерной модели центробежного насоса для расчета вибрации его корпуса под действием динамических составляющих поперечной силы / В.Е. Питолин // Вестник Полоцкого государственного университета. Серия Ф, Строительство. Прикладные науки. – 2009. – № 12. – С. 95–101.
6. Степанов, Л.И. Центробежные и осевые насосы. Теория, конструирование и применение : пер. с англ. / Л.И. Степанов. – М. : ГНТИ «Машиностроительной литературы», 1960. – 461 с.

Поступила 07.03.2018

OPTIMAL REGULATION OF HYDRAULIC SYSTEMS

V. PITOLIN

The results of theoretical studies of the a centrifugal pump optimal operating mode are presented, as well as data of comparative bench tests of the traditional method for regulating hydraulic systems using a throttle valve and the frequency control method.

It is shown that the frequency method of regulation from the point of view of energy consumption for pumping liquid at the same cost of realization is 30-70% more economical than the traditional one and significantly more reliable in operation, has no moving parts and seals.

An algorithm for controlling a centrifugal pump is developed using the frequency control method by maintaining the most optimal operating mode for any feed.

Keywords: hydraulic systems, centrifugal pump, optimal operating, frequency control method, throttling.